

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 09014790
PUBLICATION DATE : 17-01-97

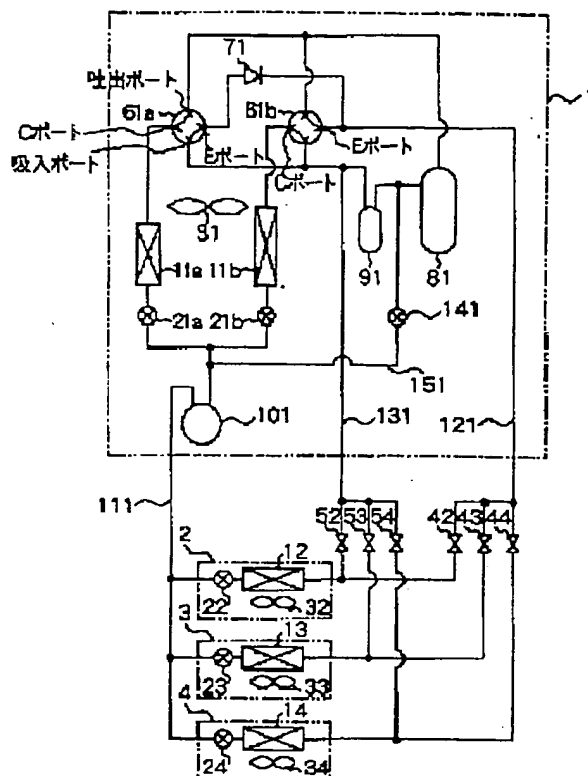
APPLICATION DATE : 27-06-95
APPLICATION NUMBER : 07160745

APPLICANT : HITACHI SHIMIZU ENG KK;

INVENTOR : SHIOSAKA YASUNAO;

INT.CL. : F25B 29/00 F24F 11/02 F25B 13/00

TITLE : MULTI-CHAMBER AIR CONDITIONER



ABSTRACT : **PURPOSE:** To reduce the switching frequency by functioning an outdoor heat exchanger as an evaporator or a condenser when the difference between the total of an indoor heating loads and the value of the total of indoor cooling loads is more than the minimum heat absorbing amount or larger than the minimum radiating amount.

CONSTITUTION: The total amount of indoor heating loads and the total amount of indoor cooling loads are detected. When the difference of both the totals of both the loads is larger than the minimum heat absorbing amount, outdoor heat exchangers 11a, 11b are functioned as evaporators, and a heating is mainly operated. When the difference between the total amount of indoor cooling loads and the value of the total amount of the indoor heating loads is larger than the minimum radiating amount, outdoor heat exchangers 11a, 11b are functioned as condensers, and a cooling is mainly operated. Thus, the switching frequency can be reduced, and the switching operations of the exchangers 11a, 11b can be smoothly conducted.

COPYRIGHT: (C)1997,JPO

(書誌+要約+請求の範囲+実施例)

- (19) 【発行国】 日本国特許庁 (J P)
 (12) 【公報種別】 公開特許公報 (A)
 (11) 【公開番号】 特開平 9-14790
 (43) 【公開日】 平成 9 年 (1997) 1 月 17 日
 (54) 【発明の名称】 多室空気調和機
 (51) 【国際特許分類第 6 版】

F25B 29/00 361
 F24F 11/02 102
 F25B 13/00 104

【 F I 】

F25B 29/00 361 A
 F24F 11/02 102 T
 F25B 13/00 104

- 【審査請求】 未請求
 【請求項の数】 14
 【出願形態】 O L
 【全頁数】 18
 (21) 【出願番号】 特願平 7-160745
 (22) 【出願日】 平成 7 年 (1995) 6 月 27 日
 (71) 【出願人】
 【識別番号】 000005108
 【氏名又は名称】 株式会社日立製作所
 【住所又は居所】 東京都千代田区神田駿河台四丁目 6 番地
 (71) 【出願人】
 【識別番号】 000233310
 【氏名又は名称】 日立清水エンジニアリング株式会社
 【住所又は居所】 静岡県清水市村松 390 番地
 (72) 【発明者】
 【氏名】 中山 進
 【住所又は居所】 静岡県清水市村松 390 番地 株式会社日立製作所空調システム事業部内
 (72) 【発明者】
 【氏名】 北條 俊幸
 【住所又は居所】 静岡県清水市村松 390 番地 株式会社日立製作所空調システム事業部内
 (72) 【発明者】
 【氏名】 戸草 健治
 【住所又は居所】 静岡県清水市村松 390 番地 株式会社日立製作所空調システム事業部内
 (72) 【発明者】
 【氏名】 千秋 隆雄
 【住所又は居所】 東京都千代田区神田駿河台四丁目 6 番地 日立製作所電機システム事業本部内
 (72) 【発明者】
 【氏名】 塩坂 泰尚
 【住所又は居所】 静岡県清水市村松 390 番地 日立清水エンジニアリング株式会社内
 (74) 【代理人】
 【弁理士】

【氏名又は名称】高橋 明夫（外1名）

(57) 【要約】

【目的】 室外機に複数台の室内機を接続した多室空気調和機において、室外熱交換器を凝縮器または蒸発器に切り替える頻度を減少させ、切り替え動作を円滑に、かつ信頼性を高め、冷凍サイクルを安定させ、室内機的能力不足を防止する。

【構成】 暖房負荷と冷房負荷の差が設定した最小吸熱量以上となったとき、凝縮機として作用する室外熱交換機に接続される四方弁に小流量の冷媒を流したままで、室外熱交換機を切り替えて蒸発器として機能させ、冷房負荷と暖房負荷との差が最小放熱量以上大きい場合は、室外熱交換機を凝縮器として機能させるように制御する。

【特許請求の範囲】

【請求項1】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、凝縮器となる前記室外熱交換器に接続された前記四方弁に少なくとも小流量の冷媒を常に流す手段と、室内暖房負荷の合計量（ Q_h ）と、室内冷房負荷の合計量（ Q_c ）とを検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量（ Q_{rmin} ）の値を前記室内冷房負荷の合計量（ Q_c ）に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量（ Q_{emin} ）の値を前記室内暖房負荷の合計量（ Q_h ）に対して予め設定した比率で設定する手段と、前記室内暖房負荷の合計量（ Q_h ）と前記室内冷房負荷の合計量（ Q_c ）の値との差（ $Q_h - Q_c$ ）が前記最小吸熱量（ Q_{emin} ）以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記室内冷房負荷の合計量（ Q_c ）と前記室内暖房負荷の合計量（ Q_h ）値との差（ $Q_c - Q_h$ ）が前記最小放熱量（ Q_{rmin} ）以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたこと特徴とする多室空気調和機。

【請求項2】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、凝縮器となる前記室外熱交換器に接続された前記四方弁に少なくとも小流量の冷媒を常に流す手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差（ ΔT_c ）を検出し、各冷房温度差（ ΔT_c ）のうち最も大きな最大冷房温度差（ ΔT_{cm} ）と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差（ ΔT_h ）を検出し、各暖房温度差（ ΔT_h ）のうち最も大きな最大暖房温度差（ ΔT_{hm} ）を検出する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 との値を予め設定する手段と、前記最大暖房温度差（ ΔT_{hm} ）と前記最大冷房温度差（ ΔT_{cm} ）との差（ $\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$ ）が前記所定温度差 ΔT_1 以上大きい場合は室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記最大冷房温度差（ ΔT_{cm} ）から前記最大暖房温度差（ ΔT_{hm} ）との差（ $\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$ ）が前記所定温度差 ΔT_2 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたこと特徴とする多室空気調和機。

【請求項3】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、凝縮器となる前記室外熱交換器に接続された前記四方弁に少なくとも小流量の冷媒を常に流す手段と、室内暖房負荷の合計量（ Q_h ）と、室内冷房負荷の合計量（ Q_c ）とを検出する手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差（ ΔT_c ）を検出し、各冷房温度差（ ΔT_c ）のうち最も大きな最大冷房温度差（ ΔT_{cm} ）と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差（ ΔT_h ）を検出し、各暖房温度差（ ΔT_h ）のうち最も大きな最大暖房温

度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) に対して予め設定した比率で設定する手段と、前記最小放熱量 (Q_{rmin}) の値より小さく、前記最小吸熱量 (Q_{emin}) の値より大きい第2最小放熱量 ($Q_{rmin'}$) の値および第2最小吸熱量 ($Q_{emin'}$) の値を設定する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値とを予め設定する手段と、前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合、または前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) の値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記第2最小放熱量 ($Q_{rmin'}$) 以下、かつ前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) から前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) との差 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が前記所定温度差 ΔT_1 以上大きい場合は前記室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) 値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合、または前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) から前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記第2最小吸熱量 ($Q_{emin'}$) 以下、かつ前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) との差 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が前記所定温度差 ΔT_2 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたことを特徴とする多室空気調和機。

【請求項4】 請求項1及び3において、前記最小放熱量 (Q_{rmin}) は前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の略20%とし、前記最小吸熱量 (Q_{emin}) は前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) 略20%としたことを特徴とする多室空気調和機。

【請求項5】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、前記四方弁と前記室外熱交換器との間を分岐した配管と、前記室外熱交換器に並列で、前記配管に直列に接続され、直径を細くされた細径管と、前記細径管に直列に接続され、前記室外熱交換器より小形の小型熱交換器と、前記小型熱交換器と直列に接続され、他端が室外膨張弁とレシーバの間に連通され、冷媒の逆流を防止する逆止弁と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) に対して予め設定した比率で設定する手段と、前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) 値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたことを特徴とする多室空気調和機。

【請求項6】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、一端がレシーバと液配管との間に接続され、他端が前記圧縮機の吸入側に接続された流量調整弁を備えた液もどし配管と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) に対して予め設定した比率で設定する手段と、前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) 値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたことを特徴と

する多室空気調和機。

【請求項 7】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、直列に接続された細径管と電磁弁とを並列に備え、一端が圧縮機の吐出側に、他端が室外膨張弁とレシーバとの間に接続されたバイパス配管と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) に対して予め設定した比率で設定する手段と、前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) 値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたことを特徴とする多室空気調和機。

【請求項 8】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、前記四方弁と前記室外熱交換器との間を分岐した配管と、前記室外熱交換器に並列で、前記配管に直列に接続され、直径を細くされた細径管と、前記細径管に直列に接続され、前記室外熱交換器より小形の小形熱交換器と、前記小形熱交換器と直列に接続され、他端が室外膨張弁とレシーバの間に連通され、冷媒の逆流を防止する逆止弁と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 との値を予め設定する手段と、前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) と前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) との差 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が前記所定温度差 ΔT_1 以上大きい場合は室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) との差 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が前記所定温度差 ΔT_2 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたことを特徴とする多室空気調和機。

【請求項 9】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、一端が前記レシーバと前記冷媒液配管との間に接続され、他端が前記圧縮機の吸入側に接続された流量調整弁を備えた液もどし配管と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 との値を予め設定する手段と、前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) と前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) との差 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が前記所定温度差 ΔT_1 以上大きい場合は室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) との差 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が前記所定温度差 ΔT_2 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたことを特徴とする多室空気調和機。

【請求項 10】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、直列に接続された細径管と電磁弁とを並列に備え、一端が圧縮機の吐出側に、他端が室外膨張弁とレシーバとの間に接続されたバイパス配管と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度

差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 との値を予め設定する手段と、前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) と前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) との差 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が前記所定温度差 ΔT_1 以上大きい場合は室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) との差 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が前記所定温度差 ΔT_2 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたこと特徴とする多室空気調和機。

【請求項 11】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、前記四方弁と前記室外熱交換器との間を分岐した配管と、前記室外熱交換器に並列で、前記配管に直列に接続され、直径を細くされた細径管と、前記細径管に直列に接続され、前記室外熱交換器より小形の細径熱交換器と、前記細径熱交換器と直列に接続され、他端が室外膨張弁とレシーバの間に連通され、冷媒の逆流を防止する逆止弁と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) に対して予め設定した比率で設定する手段と、前記最小放熱量 (Q_{rmin}) の値より小さく、前記最小吸熱量 (Q_{emin}) の値より大きい第 2 最小放熱量 (Q_{rmin}') の値および第 2 最小吸熱量 (Q_{emin}') の値を設定する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値とを予め設定する手段と、前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) から前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合、または前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) の値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記第 2 最小放熱量 (Q_{rmin}') 以下、かつ前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) と前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) との差 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が前記所定温度差 ΔT_1 以上大きい場合は室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) から前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) 値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合、または前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記第 2 最小吸熱量 (Q_{emin}') 以下、かつ前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) との差 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が前記所定温度差 ΔT_2 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたことを特徴とする多室空気調和機。

【請求項 12】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において一端が前記レシーバと前記冷媒液配管との間に接続され、他端が前記圧縮機の吸入側に接続された流量調整弁を備えた液もどし配管と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) に対して予め設定した比率で設定する

手段と、前記最小放熱量 (Q_{rmin}) の値より小さく、前記最小吸熱量 (Q_{emin}) の値より大きい第2最小放熱量 ($Q_{rmin'}$) の値および第2最小吸熱量 ($Q_{emin'}$) の値を設定する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値とを予め設定する手段と、前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合、または前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) の値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記第2最小放熱量 ($Q_{rmin'}$) 以下、かつ前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) と前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) との差 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が前記所定温度差 ΔT_1 以上大きい場合は室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) 値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合、または前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記第2最小吸熱量 ($Q_{emin'}$) 以下、かつ前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) との差 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が前記所定温度差 ΔT_2 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたことを特徴とする多室空気調和機。

【請求項13】 室外熱交換器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、直列に接続された細径管と電磁弁とを並列に備え、一端が圧縮機の吐出側に、他端が室外膨張弁とレシーバとの間に接続されたバイパス配管と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) に対して予め設定した比率で設定する手段と、前記最小放熱量 (Q_{rmin}) の値より小さく、前記最小吸熱量 (Q_{emin}) の値より大きい第2最小放熱量 ($Q_{rmin'}$) の値および第2最小吸熱量 ($Q_{emin'}$) の値を設定する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値とを予め設定する手段と、前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合、または前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) の値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記第2最小放熱量 ($Q_{rmin'}$) 以下、かつ前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) と前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) との差 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が前記所定温度差 ΔT_1 以上大きい場合は室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) 値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合、または前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記第2最小吸熱量 ($Q_{emin'}$) 以下、かつ前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) との差 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が前記所定温度差 ΔT_2 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたことを特徴とする多室空気調和機。

【請求項14】 複数の室外熱交換器、圧縮機、複数の四方弁、複数の室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、凝縮器となる前記室外熱交換器に接続された前記四方弁に少なくとも小流量の冷媒を常に流す手段と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温

度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) に対して予め設定した比率で設定する手段と、前記最小放熱量 (Q_{rmin}) の値より小さく、前記最小吸熱量 (Q_{emin}) の値より大きい第2最小放熱量 ($Q_{rmin'}$) の値および第2最小吸熱量 ($Q_{emin'}$) の値を設定する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値とを予め設定する手段と、前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合、または前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) の値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記第2最小放熱量 ($Q_{rmin'}$) 以下、かつ前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) から前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) との差 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が前記所定温度差 ΔT_1 以上大きい場合は、前記複数の室外熱交換器のうち冷媒が主として流れる少なくとも一つの室外熱交換器を蒸発器として機能させ、前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) と前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) 値との差 ($Q_c - Q_h$) が前記最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合、または前記室内暖房負荷の合計量 (Q_h) から前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の値との差 ($Q_h - Q_c$) が前記第2最小吸熱量 ($Q_{emin'}$) 以下、かつ前記最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と前記最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) との差 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が前記所定温度差 ΔT_2 以上大きい場合は、前記複数の室外熱交換器のうち冷媒が主として流れる少なくとも一つの室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたことを特徴とする多室空気調和機。

【実施例】以下、本発明の各実施例を図1ないし図11を参照して説明する。

【実施例 1-1】まず、第一の発明の実施例を図1ないし図6を用いて説明する。図1は、多室空気調和機の接続を示す冷凍サイクル構成図、図2は、図1の冷凍サイクルの冷房主体の運転を示す動作説明図、図3は、図1の冷凍サイクルの暖房主体の運転を示す動作説明図、図4は、図2の冷房主体の運転時の室内ユニットの冷房能力および暖房能力を示す特性図、図5は、図3の暖房主体の運転時の室内ユニットの暖房能力および冷房能力を示す特性図、図6は、室外熱交換器の切り替え判定方法を示す特性図である。

【0034】図1は冷凍サイクルの構成を示し、その接続状況を説明する。室外ユニット1は、容量制御が可能な圧縮機81、四方弁61a、61b、室外熱交換器11a、11b、流量調整が可能な室外膨張弁21a、21b、1、レシーバ101、アキュムレータ91が順次接続され、その他、室外ファン3、逆止弁71及び流量調整弁141を備えた液もどし配管151が設けられる。室内ユニット2、3、4には、それぞれ室内熱交換器12、13、14、流量調整が可能な室内膨張弁22、23、24が接続され、室内ファン32、33、34が設けられる。

【0035】室外ユニット1の圧縮機81の吐出管は分岐され、それぞれ四方弁61a、61bの吐出ポートに結合されている。四方弁61a、61bの吸入ポートにそれぞれ分岐されて結合されている吸入配管は、集約されてアキュムレータ91を介して圧縮機81の吸入側に結合されている。吸入配管の集約された部分とアキュムレータ91とを接続する配管には、連絡管131が接続されている。四方弁61aのCポート、室外熱交換器11a、室外膨張弁21aはそれぞれ直列に配管で結合されている。また、四方弁61bのCポート、室外熱交換器11b、室外膨張弁21bも同様に直列に結合され、室外膨張弁21a、21bの他端から出た配管は合流されて、レシーバ101に入っている。室外膨張弁21a、21bとレシーバ101とを接続する配管には、流量調整弁141を備えた液もどし配管151の一端が接続され、液もどし配管151の他端は、アキュムレータ91と圧縮機81とを接続する配管に接続されている。また、レシーバ101には液配管111が接続されている。四方弁61a、61bのEポートからの配管は合流されてガス配管121に接続されてい

る。なお、四方弁61aのEポートに接続されている配管には逆止弁71が取り付けられており、四方弁61aのEポートから、四方弁61bのEポートに接続されている配管との合流部へだけに冷媒が流れるようになっている。四方弁61aは電源オフ時、吐出ポートとCポートが、また、吸入ポートとEポートが連通するようになっている。四方弁61bは電源オフ時、吐出ポートとEポートが、また、吸入ポートとCポートが連通するようになっている。

【0036】 室外ユニット1から出ている液配管111、ガス配管121及び連絡管131はそれぞれ室内ユニットへ分岐されている。室内ユニットの数だけ分岐された液配管111はそれぞれ室内ユニット2, 3, 4内の室内膨張弁12, 13, 14に接続されている。室内ユニットの数に分岐されたガス配管121は開閉弁42, 43, 44に接続されている。室内ユニットの数に分岐された連絡管131は開閉弁52, 53, 54に接続されている。それぞれの室内熱交換器12, 13, 14の一端は室内膨張弁22, 23, 24と結合されている。室内熱交換器12, 13, 14の他端の配管は室内ユニット2, 3, 4を出た後、それぞれ分岐され、一方はそれぞれ開閉弁42, 43, 44に接続され、他方は開閉弁52, 53, 54に接続されている。

【0037】 次に、冷房主体の運転時の動作を図2、暖房主体の運転時の動作を図3で説明する。図2は室内ユニット2, 3を冷房運転し、室内ユニット4を暖房運転する場合で、冷房能力が暖房能力より大きい冷房主体の運転を示す動作説明図である。まず、四方弁61a, 61bの電源をオフし、開閉弁42, 43を閉、開閉弁44を開、開閉弁52, 53を開、開閉弁54を閉にする。室内膨張弁22, 23は開度調整して膨張弁として作動させる。室内膨張弁24は室内ユニット4の吹き出し吸い込み空気温度差が所定値になるように制御される。室外ファン31は室外空気温度によって所定の回転数で運転される。室外膨張弁21aは吐出圧力が所定値になるように弁開度が調整される。室外膨張弁21bは全閉にする。

【0038】 圧縮機81から吐出された高圧ガス冷媒は、四方弁61aを通過して室外熱交換器11aに、また四方弁61bを通過してガス配管121に分流される。室外熱交換器11aへ入った冷媒は室外空気と熱交換され、液冷媒となって室外膨張弁21aを通過してレシーバ101へ入る。このとき、一部の液冷媒は液もどし配管151及び流量調整弁141を通過して圧縮機へもどされ、吐出ガス冷媒温度の制御に使われる。レシーバ101内の液冷媒は液配管111を通過して室内ユニット側へながれる。ガス配管121の高圧ガス冷媒は開閉弁44を通過して室内ユニット4の室内熱交換器14へ入り、室内空気と熱交換され液冷媒となる。このときその室内は暖房される。室内熱交換器14内の液冷媒は室内膨張弁24を通過して、前述の液配管111の液冷媒と合流し、室内ユニット2, 3へ入り、室内膨張弁22, 23で減圧されて室内熱交換器12, 13へ入り、室内空気と熱交換されて、それぞれの室内が冷房される。室内熱交換器12, 13をそれぞれ出た冷媒が所定過熱度となるように、それぞれ室内膨張弁22, 23の開度が調整される。室内熱交換器12, 13を出た冷媒は開閉弁52, 53を通過した後、連絡管131を通過してアキュムレータ91へ入り、圧縮機81に吸入される。圧縮機81は吸入圧力が所定値になるように容量制御される。

【0039】 図3は室内ユニット2を冷房運転し、室内ユニット3, 4を暖房運転する場合で、暖房能力が冷房能力より大きい暖房主体の運転を示す動作説明図である。まず、四方弁61a, 61bの電源をオフし、開閉弁42を閉、開閉弁43, 44を開、開閉弁52を開、開閉弁53, 54を閉にする。室内膨張弁22は開度調整して膨張弁として作動させる。室内膨張弁23, 24は室内ユニット3, 4のそれぞれの吹き出し吸い込み空気温度差が所定値になるように制御される。室外ファン31は室外空気温度によって所定の回転数で運転される。室外膨張弁21aは最低開度になっている。室外膨張弁21bは圧縮機の吐出ガス冷媒温度が所定値になるように制御される。圧縮機81から吐出された高圧ガス冷媒の大部分は、四方弁61bを通過してガス配管121に流れ、一部の少量の冷媒が四方弁61aを通過して室外熱交換器11aに入る。室外熱交換器11aへ入った冷媒は室外空気と熱交換され、液冷媒となって室外膨張弁21aを通過する。

【0040】 ガス配管121の高圧ガス冷媒は開閉弁43, 44を通過して室内ユニット3,

4の室内熱交換器13、14へ入り、室内空気と熱交換され液冷媒となる。このときそれぞれの室内は暖房される。室内熱交換器13、14内の液冷媒は室内膨張弁23、24を通過して、一部が室内ユニット2へ入り、他は液配管111を流れて室外ユニット1へ入る。室外ユニット1へ入った液冷媒はレシーバ101に入り、気液分離され、液冷媒がレシーバ101を出て、室外熱交換器11aからの液冷媒と合流する。合流した液冷媒は室外膨張弁21bで減圧された後、室外熱交換器11bで室外空気と熱交換され蒸発する。蒸発した冷媒は室外熱交換器11bを出て四方弁61bを通過する。一方、室内ユニット2へ入った液冷媒は室内膨張弁22で減圧されて室内熱交換器12へ入り、室内空気と熱交換されて蒸発する。このとき、その室内が冷房される。

【0041】室内熱交換器12を出た冷媒が所定過熱度となるように、それぞれ室内膨張弁22の開度が調整される。室内熱交換器12を出た冷媒は開閉弁52を通過した後、連絡管131を通過して室内ユニット1へ入る。室内ユニット1へ入った冷媒は、前述の四方弁61bを通過した冷媒と合流し、アキュムレータ91へ入り、圧縮機81に吸入される。圧縮機81は吐出圧力が所定値になるように容量制御される。図2の冷房主体の運転において、冷房負荷 Q_c が減少した場合、冷房室内ユニット2、3の室内熱交換器12、13出口の冷媒過熱度の設定値が大きくなり、室内膨張弁22、23が絞られる。室内膨張弁22、23が絞られると、圧縮機81の吸入圧力が低下するので、吸入圧力を設定値に保つために、圧縮機81のモータ回転数を減少させ、その結果、冷媒流量が減少する。これによって、室内ユニット2、3に流れる冷媒流量が減少し、室内ユニット2、3は冷房負荷 Q_c にあった冷房能力 Q_{cs} を供給することが出来る。

【0042】上記のように圧縮機81のモータ回転数が減少し、冷媒流量が減少すると、吐出圧力が低下し、暖房能力が低下するので、これを防止するために、吐出圧力が所定値になるように室外膨張弁21aの開度を絞っている。室外膨張弁21aを全閉にすると、室外熱交換器11aだけでなく、四方弁61aの吐出側通路も液冷媒で埋まり、四方弁61aの動作不良の恐れがある。そこで、凝縮器となる室外熱交換器に接続された四方弁61aに少なくとも小流量の冷媒を常に流す手段として、例えば室外膨張弁21aに冷媒が少量流れるように、室外膨張弁21aの最低開度 $M1amin$ を設定し、最低開度 $M1amin$ 以下にしないようにしている。

【0043】図4は、冷房主体時において、横軸に室外膨張弁21aの弁開度($M1a$)をとり、縦軸に各能力として冷房能力(Q_{cs})、暖房能力(Q_{hs})、最低放熱量(Q_{rmin})との関係として示した特性図である。冷房主体時は、室外熱交換器11aで放熱するため、暖房能力 Q_{hs} は冷房能力 Q_{cs} より少なくなっている。室外膨張弁21aが最低開度 $M1amin$ の場合も、室外熱交換器11aに少量冷媒が流れ放熱するために、暖房能力 Q_{hs} は冷房能力 Q_{cs} より、最低放熱量 Q_{rmin} だけ少ない。図3の暖房主体の運転において、暖房負荷 Q_h が減少した場合、暖房室内ユニット3、4の吹き出し吸い込み空気温度差の設定値が小さくなり、室内膨張弁23、24が絞られる。室内膨張弁23、24が絞られると、圧縮機81の吐出圧力が上昇するので、吐出圧力を設定値に保つために、圧縮機81のモータ回転数を減少させ、冷媒流量が減少する。これによって、室内ユニット3、4に流れる冷媒流量が減少し、室内ユニット3、4は暖房負荷 Q_h にあった暖房能力 Q_{hs} を供給することが出来る。ここで、室外膨張弁21bは圧縮機81の吐出ガス冷媒温度を制御しており、全閉にすると吐出ガス冷媒温度が急上昇し圧縮機81のモータを焼損する恐れがある。そのため、室外膨張弁21bに冷媒が少量流れるように、室外膨張弁21bの最低開度 $M1bmin$ を設定し、最低開度 $M1bmin$ 以下にしないようにしている。

【0044】図5は、同様に暖房主体時において、横軸に室外膨張弁21bの弁開度($M1b$)をとり、縦軸に各能力として暖房能力(Q_{hs})、冷房能力(Q_{cs})、最低吸熱量(Q_{emin})との関係として示した特性図である。暖房主体時は、室外熱交換器11bで吸熱するため、冷房能力 Q_{cs} は暖房能力 Q_{hs} より少なくなっている。室外膨張弁21bが最低開度 $M1bmin$ の場合も、室外熱交換器11bに少量冷媒が流れ吸熱するために、冷房能力 Q_{cs} は暖房能力 Q_{hs} より、最低吸熱量 Q_{emin} だけ少ない。以上説明したように、冷房負荷 Q_c と暖房負荷 Q_h が近づいたとき、冷房主体で運転すると暖房能力 Q_{hs}

が不足し、暖房主体で運転すると冷房能力 Q_{cs} が不足することになる。

【0045】図6は冷房主体と暖房主体の切り替え方法、すなわち、室外熱交換器を凝縮器で使うか蒸発器で使うかの判定方法を示す特性図である。まず、検出する手段により、室内暖房負荷の合計量 $Q_h = \Sigma$ （暖房室内ユニット容量 $\times \Delta T_h$ ）と、室内冷房負荷の合計量 $Q_c = \Sigma$ （冷房室内ユニット容量 $\times \Delta T_c$ ）とを検出する。つぎに、設定する手段により、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量（ Q_{rmin} =室外熱交換器21aの最小放熱量）の値を検出された室内冷房負荷の合計量（ Q_c ）に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量（ Q_{emin} =室外熱交換器21bの最小吸熱量）の値を、同様に検出された室内暖房負荷の合計量（ Q_h ）に対して予め設定した比率で定める。

【0046】冷房負荷 Q_c と暖房負荷 Q_h との差（ $Q_c - Q_h$ ）が最小放熱量 Q_{rmin} 以上であれば制御手段によって、室外熱交換器を凝縮器として機能させ冷房主体で運転する。

（ $Q_c - Q_h$ ）が最小吸熱量の負値 $-Q_{emin}$ 以下であれば制御手段によって、室外熱交換器を蒸発器として機能させ暖房主体で運転する。（ $Q_c - Q_h$ ）が最小吸熱量の負値 $-Q_{emin}$ より大きく、かつ、最小放熱量 Q_{rmin} 未満であれば室外熱交換器を切り替えない。

【0047】なお、運転開始時は、（ $Q_c - Q_h$ ）が所定熱量 Q_s 以上であれば室外熱交換器を凝縮器にして冷房主体とし、（ $Q_c - Q_h$ ）が所定熱量 Q_s 未満であれば室外熱交換器を蒸発器にして暖房主体とする。ここで、冷房負荷 Q_c は、冷房室内ユニット容量とそのユニットの吸い込み空気温度と設定温度との差 ΔT_c の積の合計値である。暖房負荷 Q_h は、暖房室内ユニット容量とそのユニットの設定温度と吸い込み空気温度との差 ΔT_h の積の合計値である。また、本実施例では最小放熱量 Q_{rmin} は冷房負荷 Q_c の10から30%、望ましくは20%とし、同様に最小吸熱量 Q_{emin} は暖房負荷 Q_h の10から30%、望ましくは20%とし、この値が室外熱交換器の切り替え頻度を減少させ、80%以上の冷房または暖房能力を確保することを両立できるので、各室温を制御するうえでも実用的である。

【0048】〔実施例 1-2〕次に、第二の発明の実施例を図7を参照して説明する。図7は、第二の実施例の室外熱交換器の切り替え判定方法を示す特性図である。図7において、 ΔT_1 、 ΔT_2 は、予め設定される所定温度差。 ΔT_{cm} は、冷房室内ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との差 ΔT_c の最大値。（ $\Delta T_{cm} = \max \{ \Delta T_c \}$ ）

ΔT_{hm} は、暖房室内ユニットの設定温度と吸い込み空気温度との差 ΔT_h の最大値。（ $\Delta T_{hm} = \max \{ \Delta T_h \}$ ）をそれぞれ示している。

【0049】図7の実施例は図6の実施例の冷房負荷 Q_c と暖房負荷 Q_h との差（ $Q_c - Q_h$ ）の代わりに、検出する手段によって、冷房ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との差 ΔT_c の最も大きな冷房室内ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との温度差 ΔT_{cm} と、暖房室内ユニットの設定温度と吸い込み空気温度との温度差 ΔT_h の最も大きな暖房室内ユニットの設定温度と吸い込み空気温度との温度差 ΔT_{hm} とを検出し、設定する手段によって、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値を予め設定する。

【0050】つぎに、差（ $\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$ ）を、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 と比較し、制御手段によって、室外熱交換器の切り替えを行う。つまり（ $\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$ ） $\geq \Delta T_2$ であれば室外熱交換器を制御手段によって凝縮器として機能させ冷房主体で運転する。（ $\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$ ） $\leq -\Delta T_1$ であれば室外熱交換器を制御手段によって蒸発器として機能させ暖房主体で運転する。

【0051】（ $\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$ ） $> -\Delta T_1$ 、かつ、（ $\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$ ） $< \Delta T_2$ であれば室外熱交換器を切り替えない。

【0052】なお、運転開始時は、（ $\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$ ） ≥ 0 のときは室外熱交換器を凝縮器にして冷房主体とし、（ $\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$ ） < 0 のときは室外熱交換器を蒸発器にして暖房主体とする。

【0053】上記の実施例は、吸い込み空気温度と設定温度との差の最大値を冷房と暖房で

比較し、温度差の大きい方の運転モードを優先することになる。例えば、容量の小さな室内ユニットと容量の大きな室内ユニットが異なる運転モードで運転されている場合で、容量の小さな室内ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との差が容量の大きな室内ユニットの温度差より大きい場合に、容量の小さな室内ユニットの運転モードを主体にした運転となる。

【0054】これによって、室内ユニット容量の小さな室内ユニットが外気との換気量の多い環境に設置された場合や、比較的大きな部屋に設置された場合にも、その室内ユニットの運転モードを主体にした運転となり、能力不足が生じるという問題は解決される。

【0055】〔実施例 2〕次に、本発明の他の実施例を図 8 ないし図 11 を参照して説明する。図 8 は、多室空気調和機の接続を示す冷凍サイクル構成図、図 9 は、図 8 の冷凍サイクルの冷房主体の運転を示す動作説明図、図 10 は、図 8 の冷凍サイクルの暖房主体の運転を示す動作説明図、図 11 は、第三の実施例の室外熱交換器の切り替え判定方法を示す特性図である。図 8 は冷凍サイクルの構成およびその接続状況を示すもので、図 1 と異なる点は、四方弁 61a と室外熱交換器 11a との間の配管を分岐し、分岐した配管に細径管 191、小形熱交換器 11c、逆止弁 201 を直列に接続し、この逆止弁 201 の他端を室外膨張弁 21a とレシーバ 101 との間に連通させている点にある。

【0056】逆止弁 201 は小形熱交換器 11c からレシーバ 101 へだけ流すようになっている。流量調整弁 141 を備えた液もどし配管 151 のレシーバ側の接続位置は、レシーバ 101 と液配管 111 との間になっている。また、電磁弁 161a を備えたバイパス配管 171a の一端が圧縮機 81 の吐出側に、他端がアキュムレータ 91 の入口側に接続されている。さらに、細径管 181b および電磁弁 161b と細径管 181c および電磁弁 161c とを並列に備えたバイパス配管 171b の一端が圧縮機 81 の吐出側に、他端が室外膨張弁 21a 及び 21b とレシーバ 101 との間に接続されている。

【0057】細径管 191、小形熱交換器 11c、逆止弁 201 を直列に接続したものを室外熱交換器 11a および室外膨張弁 21a と並列に接続したことによって、冷房主体時、すなわち室外熱交換器 11a 凝縮器として使っているとき、室外膨張弁 21a を全閉にしても、吐出ガスは小形熱交換器 11c 側へ流れるので四方弁 61a が液で埋まる恐れはなくなる。また、細径管 191 を細くすることで小形熱交換器 11c へ流れる冷媒流量は減少でき、これによって、室外機での放熱量は減少する。

【0058】流量調整弁 141 を備えた液もどし配管 151 のレシーバ側の接続位置をレシーバ 101 と液配管 111 との間に変更したことによる効果を説明する。冷房主体時、図 1 の実施例では室外熱交換器 11a を流れる冷媒流量と液もどし配管 151 を流れる冷媒流量とが等しくなったとき、レシーバ 101 の流れが止まり、レシーバ 101 内のガス冷媒がレシーバ壁面で熱交換されて液冷媒となり、徐々にレシーバ 101 に溜っていき、冷凍サイクル内を循環する冷媒が不足し運転不良を生じる。

【0059】本実施例の図 8 のように、液もどし配管 151 のレシーバ側の接続位置をレシーバ 101 と液配管 111 との間にすることによって、レシーバ 101 には常に流れが生じ、上記のような冷媒不足を生じることはない。また、電磁弁 161a を備えたバイパス配管 171a を設けたことにより、暖房過負荷運転時など圧縮機 81 の吐出圧力が高くなり過ぎたとき、電磁弁 161a を開けることによって吐出圧力を下げることができ、高圧側の配管割れなどの事故が防止できる。さらに、細径管 181b および電磁弁 161b と細径管 181c および電磁弁 161c とを並列に備えたバイパス配管 171b を設けたことにより次の効果がある。1 つめは、外気低温冷房時に電磁弁 161b または電磁弁 161c を開くことにより、レシーバ 101 内の冷媒の乾き度が大きくなり、液冷媒が凝縮器として使用している室外熱交換器に移り、凝縮器の伝熱面積を減少させて、吐出圧力を上昇させ、圧縮機 81 の給油圧力を確保し、圧縮機 81 の事故を防止する。2 つめは、細径管 181b と細径管 181c の流路抵抗を変えて、電磁弁 161b、161c の開閉の組合せを変化させることによって、バイパス配管 171b を通ってレシーバ 101 へ流れる吐出ガス流量を 3 段階に変化させ、レシーバ 101 の圧力を変化させることができる。つまり、冷房主体時、室外ユニット 1 が室内ユニット 2、3、4 より上方に設置されているときに、暖房室内ユニットには液配管 111 側から高低差分の液ヘッドが作用し、暖房室内ユニットに冷媒が流れにくく

なり、暖房能力不足が生じることがあるが、液配管111の入口圧力を変化させることができるので、高低差によって電磁弁161b, 161cの開閉の組合せを変化させ、暖房室内ユニットに作用する液ヘッドを解消させることができる。

【0060】次に、冷房主体の運転時の動作を図9、暖房主体の運転時の動作を図10で説明する。図9は図2の実施例と同じ冷房主体の運転である。電磁弁161a, 161cは閉じられ、電磁弁161bは開いている。他の機器の動作は図2の実施例と同じである。次に冷媒の流れを説明する。圧縮機81から吐出された高圧ガス冷媒は四方弁61aを通った後、分岐されて室外熱交換器11aと小形熱交換器11cへ流れそれぞれの熱交換器で室外空気と熱交換されて液冷媒となり合流する。また、吐出ガス冷媒の一部はバイパス配管171bを通して、レシーバ101へ入る。他の流れは図2と同様である。図10は図3の実施例と同じ暖房主体である。電磁弁161a, 161b, 161cは閉である。室外膨張弁21aは全閉になっている。他の機器の動作は図3の実施例と同じである。次に冷媒の流れを説明する。四方弁61aを通った吐出ガス冷媒は小形熱交換器11cへ流れ、室外空気と熱交換されて液冷媒となりレシーバ101からの液冷媒と合流して室外膨張弁21bへ流れる。他の流れは図3と同様である。

【0061】図11は冷房主体と暖房主体の切り換え方法、すなわち、室外熱交換器を凝縮器で使うか蒸発器で使うかの判定方法を示すものである。まず、検出する手段により、室内暖房負荷の合計量(Q_h)と、室内冷房負荷の合計量(Q_c)とを検出する。さらに、別の検出する手段によって、冷房ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との差 ΔT_c の最も大きな冷房室内ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との温度差 ΔT_{cm} と、暖房室内ユニットの設定温度と吸い込み空気温度との温度差 ΔT_h の最も大きな暖房室内ユニットの設定温度と吸い込み空気温度との温度差 ΔT_{hm} とを検出する。

【0062】つぎに、設定する手段により、室外熱交換器を凝縮器として使用する時の最小放熱量(Q_{rmin})の値を検出された室内冷房負荷の合計量(Q_c)に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用する時の最小吸熱量(Q_{emin})の値を、同様に検出された室内暖房負荷の合計量(Q_h)に対して予め設定した比率で定める。さらに、設定する手段によって最小放熱量(Q_{rmin})の値より小さく、前記最小吸熱量(Q_{emin})の値より大きい第2最小放熱量(Q_{rmin}')の値および第2最小吸熱量(Q_{emin}')の値を設定する。つまり、 $-Q_{emin} < Q_{rmin}' < Q_{rmin} - Q_{emin} < -Q_{emin}' < Q_{rmin}$ とする。さらに、設定する手段によって、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値を予め設定する。つぎに、 $(Q_c - Q_h)$ が最小吸熱量の負値 $-Q_{emin}$ 以下または、 $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm})$ が所定温度差 $-\Delta T_1$ 以下でかつ $(Q_c - Q_h)$ が第2の放熱量 Q_{rmin}' 以下であれば室外熱交換器を切り替え、蒸発器として機能させ、暖房主体で運転する。 $(Q_c - Q_h)$ が最小放熱量 Q_{rmin} 以上または、 $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm})$ が所定温度差 ΔT_2 以上でかつ $(Q_c - Q_h)$ が第2の吸熱量の負値 $-Q_{emin}'$ 以上であれば室外熱交換器を切り替え、凝縮器として機能させるように制御して冷房主体で運転する。それ以外の場合は、室外熱交換器を切り換えない。ここで、第2の吸熱量の負値 $-Q_{emin}'$ および第2の放熱量 Q_{rmin}' は最小吸熱量の負値 $-Q_{rmin}$ を越え、かつ最小放熱量 Q_{rmin} 未満としている。

【0063】なお、図8は、(イ)細径管191、小形熱交換器11c、逆止弁201を直列に接続したバイパス配管、(ロ)液戻し配管151のレシーバ位置を変えた構成、(ハ)電磁弁161b, 161cを備えたバイパス配管、をすべて備えた例を示しているが、これら(イ)、(ロ)、(ハ)の各要素をそれぞれ単独に備えた多室空気調和機でもそれぞれ相応の作用効果が得られるものである。また、上述の各実施例では、室外ユニットは、3台の例を説明したが、本発明は、3台に限るものではない。さらに、上述の実施例では、それぞれ2台の室外熱交換機、四方弁、室外膨張弁を備えた1台の室外ユニットの例を説明したものである。

詳細な説明

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、多室空気調和機に係わり、特に、室外熱交換器を備えたの室外機に、複数台の室内機を接続し、ある室内機を冷房運転し、他の室内機を暖房運転して冷暖同時運転する際に、室外熱交換器を凝縮器として使うか又は蒸発器として使うかの判定を適切に行う多室空気調和機に関する。

【0002】

【従来の技術】従来の冷暖同時運転の多室空気調和機は特開平2-223776号公報記載のように、暖房負荷の合計量 Q_h と、冷房負荷の合計量 Q_c と、圧縮機入力 EW とを比較し、 $(Q_c - Q_h) \leq -EW$ のときは室外熱交換器を蒸発器に切り替え、 $(Q_c - Q_h) > -EW$ のときは室外熱交換器を凝縮器に切り替えていた。さらに、特開平2-213638号公報では冷暖房の切り替えの判断基準に一定のヒステリシスを持たせる例が記載されている。

【0003】また、特開平3-75459号公報では、接続される室内ユニットの数が増減しても室外ユニットを変えなく対応でき、かつ冷暖房同時運転のとき圧縮機の冷媒供給量を低減できる例が記載されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】上記第1の従来技術（特開平2-223776号）では、暖房負荷の合計量 Q_h と、冷房負荷の合計量 Q_c とが近い値の場合、小さな負荷変動でも、室外熱交換器の蒸発器または凝縮器への切り替えが頻発する。そして、第2の従来技術（特開平2-213638号）では、その対策が示されているが、ヒステリシスの量を一定値とすると、例えば冷房負荷および暖房負荷が共に大きい場合、負荷変動も大きくなり、頻繁に冷房主体と暖房主体の運転が切り替わることになる。さらに、その際、室外熱交換器の切り替えを円滑に行い、冷凍サイクルを安定にする必要がある。

【0005】室外熱交換器を蒸発器で使用しているときは、圧縮機の吐出温度が目標値となるように室外膨張弁の開度で蒸発器へ流れる冷媒量を調整している。圧縮機の吐出温度を制御するためには、室外膨張弁を全閉としないで、冷媒を常に流している。

【0006】室外熱交換器を凝縮器で使用しているときは、吐出圧力が目標値となるように室外膨張弁の開度で凝縮器へ流れる冷媒量を調整している。このとき、室外膨張弁を全閉にすると、室外熱交換器を切り替えを行なうための四方弁が液封され動作不良になる恐れがあることと、圧縮機の潤滑油が室外熱交換器内に溜り圧縮機に潤滑油が戻らなくなる恐れがあるため、全閉にはせずに小流量の冷媒を流すことが良い。しかし、そのため室外熱交換器を切り替えるごとに、室外機と室内機を接続する液配管内の液冷媒の流れ方向が変わり、冷凍サイクルの運転状態が不安定になり、その間、室内機能力が低下するという問題点があった。

【0007】さらに、第3の従来技術（特開平3-75459号）では冷房主体時、暖房に切り替えるため冷房能力を下げて行くとき、室外熱交換器を流れる冷媒流量を小さくして行った場合、レシーバに冷媒が滞ることがあり、冷凍サイクル内を循環する冷媒が不足して運転不良を生じること、および冷房主体時、暖房室内ユニットに冷媒が流れにくくなり、暖房能力不足となる問題があった。

【0008】本発明の目的は、上記従来技術の問題点を解決し、室内ユニットの数が増減しても室外ユニットを変えなく対応でき、冷暖房同時運転のとき圧縮機の冷媒供給量を低減でき、かつ冷暖同時運転時に冷房暖房運転の能力を切り替える場合において、切り替え頻度を減少させるとともに、室外熱交換器の切り替え動作を円滑に行ない、信頼性を高め、かつ冷凍サイクルを安定にして、室内機能力の不足を生じないようにできる多室空気調和機を提供することにある。

【0009】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明の構成は、室外熱交換

器、圧縮機、四方弁、室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数台の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続する多室空気調和機において、凝縮器となる室外熱交換器に接続された四方弁に少なくとも小流量の冷媒を常に流す手段と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を Q_c に対して予め設定した比率として、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を Q_h に対して予め設定した比率として設定する手段と、 $(Q_h - Q_c)$ が最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合は室外熱交換器を蒸発器として機能させ、 $(Q_c - Q_h)$ が最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0010】また、本発明の多室空気調和機は、凝縮器となる室外熱交換器に接続された四方弁に少なくとも小流量の冷媒を常に流す手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 との値を予め設定する手段と、 $(\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm})$ が ΔT_1 以上大きい場合は室外熱交換器を蒸発器として機能させ、 $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm})$ が ΔT_2 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0011】さらに、本発明の多室空気調和機は、凝縮器となる室外熱交換器に接続された四方弁に少なくとも小流量の冷媒を常に流す手段と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を Q_c に対して予め設定した比率として、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を Q_h に対して予め設定した比率として設定する手段と、最小放熱量 (Q_{rmin}) の値より小さく、最小吸熱量 (Q_{emin}) の値より大きい第2最小放熱量 (Q_{rmin}') の値および第2最小吸熱量 (Q_{emin}') の値を設定する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値とを予め設定する手段と、 $(Q_h - Q_c)$ が最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合、または $(Q_c - Q_h)$ が第2最小放熱量 (Q_{rmin}') 以下、かつ $(\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm})$ が ΔT_1 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器に切り替え、 $(Q_c - Q_h)$ が最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合、または $(Q_h - Q_c)$ が第2最小吸熱量 (Q_{emin}') 以下、かつ $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm})$ が ΔT_2 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0012】さらに、上記において、最小放熱量 (Q_{rmin}) は室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の略20%とし、最小吸熱量 (Q_{emin}) は室内暖房負荷の合計量 (Q_h) の略20%としたものである。

【0013】さらに、本発明の多室空気調和機は、四方弁と室外熱交換器との間を分岐した配管と、室外熱交換器に並列で、配管に直列に接続され、直径を細くされた細径管と、細径管に直列に接続され、室外熱交換器より小形の熱交換器と、室外熱交換器に並列で、小形熱交換器と直列に接続され、他端が室外膨張弁とレシーバの間に連通され、冷媒の逆流を防止する逆止弁と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を Q_c に対して予め設定した比率として、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を Q_h に対して予め設定した比率として設定する手段と、 $(Q_h - Q_c)$ が最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、 $(Q_c - Q_h)$ が (Q_{rmin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0014】さらに、本発明の多室空気調和機は、一端がレシーバと液配管との間に接続され、他端が前記圧縮機の吸入側に接続された流量調整弁を備えた液もどし配管と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を (Q_h) に対して予め設定した比率で設定する手段と、 ($Q_h - Q_c$) が (Q_{emin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、 ($Q_c - Q_h$) が (Q_{rmin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0015】さらに、本発明の多室空気調和機は、直列に接続された細径管と電磁弁とを並列に備え、一端が圧縮機の吐出側に、他端が室外膨張弁とレシーバとの間に接続されたパイパス配管と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を Q_c に対して予め設定した比率として、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を Q_h に対して予め設定した比率として設定する手段と、 ($Q_h - Q_c$) が最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、 ($Q_c - Q_h$) が (Q_{rmin}) 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0016】さらに、本発明の多室空気調和機は、四方弁と室外熱交換器との間を分岐した配管と、室外熱交換器に並列で、配管に直列に接続され、直径を細くされた細径管と、細径管に直列に接続され、室外熱交換器より小形の熱交換器と、小形熱交換器と直列に接続され、他端が室外膨張弁とレシーバの間に連通され、冷媒の逆流を防止する逆止弁と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 との値を予め設定する手段と、 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が ΔT_1 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が ΔT_2 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0017】さらに、本発明の多室空気調和機は、一端がレシーバと液配管との間に接続され、他端が圧縮機の吸入側に接続された流量調整弁を備えた液もどし配管と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 との値を予め設定する手段と、 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が ΔT_1 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が ΔT_2 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0018】さらに、本発明の多室空気調和機は、直列に接続された細径管と電磁弁とを並列に備え、一端が圧縮機の吐出側に、他端が室外膨張弁とレシーバとの間に接続されたパイパス配管と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 との値を予め設定する手段と、 ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が ΔT_1 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が ΔT_2 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0019】さらに、本発明の多室空気調和機は、四方弁と室外熱交換器との間を分岐した配管と、室外熱交換器に並列で、配管に直列に接続され、直径を細くされた細径管と、細径

管に直列に接続され、室外熱交換器より小形の熱交換器と、小形熱交換器と直列に接続され、他端が室外膨張弁とレシーバの間に連通され、冷媒の逆流を防止する逆止弁と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率として、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を Q_h に対して予め設定した比率として設定する手段と、最小放熱量 (Q_{rmin}) の値より小さく、最小吸熱量 (Q_{emin}) の値より大きい第2最小放熱量 (Q_{rmin}') の値および第2最小吸熱量 (Q_{emin}') の値を設定する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値とを予め設定する手段と、($Q_h - Q_c$) が最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合、または ($Q_c - Q_h$) が第2最小放熱量 (Q_{rmin}') 以下、($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が ΔT_1 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、($Q_c - Q_h$) が最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合、または ($Q_h - Q_c$) が第2最小吸熱量 (Q_{emin}') 以下、かつ ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が ΔT_2 以上大きい場合は室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0020】さらに、本発明の多室空気調和機は、一端がレシーバと液配管との間に接続され、他端が圧縮機の吸入側に接続された流量調整弁を備えた液もどし配管と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を Q_c に対して予め設定した比率として、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を Q_h に対して予め設定した比率として設定する手段と、最小放熱量 (Q_{rmin}) の値より小さく、最小吸熱量 (Q_{emin}) の値より大きい第2最小放熱量 (Q_{rmin}') の値および第2最小吸熱量 (Q_{emin}') の値を設定する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値とを予め設定する手段と、($Q_h - Q_c$) が最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合、または ($Q_c - Q_h$) が第2最小放熱量 (Q_{rmin}') 以下、($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が ΔT_1 以上大きい場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、($Q_c - Q_h$) が最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合、または ($Q_h - Q_c$) が第2最小吸熱量 (Q_{emin}') 以下、($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) が ΔT_2 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0021】さらに、本発明の多室空気調和機は、直列に接続された細径管と電磁弁とを並列に備え、一端が圧縮機の吐出側に、他端が室外膨張弁とレシーバとの間に接続されたバイパス配管と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を Q_c に対して予め設定した比率として、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を Q_h に対して予め設定した比率として設定する手段と、最小放熱量 (Q_{rmin}) の値より小さく、最小吸熱量 (Q_{emin}) の値より大きい第2最小放熱量 (Q_{rmin}') の値および第2最小吸熱量 (Q_{emin}') の値を設定する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値とを予め設定する手段と、($Q_h - Q_c$) が最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合、または ($Q_c - Q_h$) が第2最小放熱量 (Q_{rmin}') 以下、かつ ($\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm}$) が ΔT_1 以上大きい

い場合は、室外熱交換器を蒸発器として機能させ、 $(Q_c - Q_h)$ が最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合、または $(Q_h - Q_c)$ が第2最小吸熱量 $(Q_{emin'})$ 以下、かつ $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm})$ が ΔT_2 以上大きい場合は、室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0022】さらに、本発明の多室空気調和機は、複数の室外熱交換器、圧縮機、複数の四方弁、複数の室外膨張弁、およびレシーバを有する室外機に、それぞれ室内膨張弁、室内熱交換器を有する複数の室内機を、冷凍サイクルの冷媒ガス配管、冷媒液配管を介して接続してなる多室空気調和機において、凝縮器となる室外熱交換器に接続された四方弁に少なくとも小流量の冷媒を常に流す手段と、室内暖房負荷の合計量 (Q_h) と、室内冷房負荷の合計量 (Q_c) とを検出する手段と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との各冷房温度差 (ΔT_c) を検出し、各冷房温度差 (ΔT_c) のうち最も大きな最大冷房温度差 (ΔT_{cm}) と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との各暖房温度差 (ΔT_h) を検出し、各暖房温度差 (ΔT_h) のうち最も大きな最大暖房温度差 (ΔT_{hm}) を検出する手段と、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin}) の値を前記室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin}) の値を Q_h に対して予め設定した比率で設定する手段と、最小放熱量 (Q_{rmin}) の値より小さく、最小吸熱量 (Q_{emin}) の値より大きい第2最小放熱量 $(Q_{rmin'})$ の値および第2最小吸熱量 $(Q_{emin'})$ の値を設定する手段と、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値とを予め設定する手段と、 $(Q_h - Q_c)$ が最小吸熱量 (Q_{emin}) 以上大きい場合、または $(Q_c - Q_h)$ が第2最小放熱量 $(Q_{rmin'})$ 以下、かつ、 $(\Delta T_{hm} - \Delta T_{cm})$ が ΔT_1 以上大きい場合は、複数の室外熱交換器のうち冷媒が主として流れる少なくとも一つの室外熱交換器を蒸発器として機能させ、 $(Q_c - Q_h)$ が最小放熱量 (Q_{rmin}) 以上大きい場合、または $(Q_h - Q_c)$ が第2最小吸熱量 $(Q_{emin'})$ 以下、かつ $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm})$ が ΔT_2 以上大きい場合は、複数の室外熱交換器のうち冷媒が主として流れる少なくとも一つの室外熱交換器を凝縮器として機能させる制御手段とを備えたものである。

【0023】

【作用】本発明によれば、凝縮器となる室外熱交換器に接続された四方弁に少なくとも小量の冷媒を常に流す手段として、凝縮器となる室外熱交換器の室外膨張弁を全閉にしないことが用いられる。さらに、制御手段は、暖房負荷と冷房負荷の差が設定した最小吸熱量以上となったとき、室外熱交換機を切り替えて蒸発器として機能させ、冷房負荷と暖房負荷との差が最小放熱量以上大きい場合は、室外熱交換機を凝縮器として機能させるように四方弁、開閉弁の開閉および室内膨張弁の開度などを制御する。その結果、暖房負荷または冷房負荷が変動してもその差が設定した最小放熱量と最小吸熱量の合計値未満の場合、室外熱交換器を凝縮器または蒸発器のどちらかに切り替えても、暖房能力または冷房能力のどちらかが最小放熱量または最小吸熱量の分だけ不足するので、室外熱交換器は切り替えないように機能する。

【0024】これによって、四方弁が液封され動作不良になることがなく、室外熱交換器の切り替えの頻度が減少し、圧縮機の潤滑油が室外熱交換器内に溜り圧縮機に潤滑油が戻らなくなるといった現象がなくなる。

【0025】そして、室外熱交換器を切り替えるごとに、室外機と室内機を接続する液配管内の液冷媒の流れ方向が変わり、冷凍サイクルの運転状態が不安定になり、その間、室内機能力が低下するというのを少なくすることができる。また、上記の暖房負荷と冷房負荷の代わりに、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との温度差と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との温度差を用いて、冷房室内機の温度差と暖房室内機の温度差が所定温度差未満であれば室外熱交換器の切り替えを行わない。

【0026】これによって、同様に、室外熱交換器の切り替えの頻度を減少させ、切り替え時に生じていた室内機能力が低下するというのを少なくすることができる。つまり、室内機容量に関係なく、吸い込み空気温度と設定温度との温度差の大きい方の運転モードを優先することになるので、容量の小さな室内ユニットでの温度差が大きい場合は容量の小さな室

内ユニットの運転モードを主体とした運転となり、能力不足を生じることがなくなる。

【0027】また、暖房負荷と冷房負荷と、冷房室内機の吸い込み空気温度と設定温度との温度差と、暖房室内機の設定温度と吸い込み空気温度との温度差とを組み合わせ、暖房負荷または冷房負荷が変動しても、その差が設定した最小放熱量と最小吸熱量の合計値未満でかつ、冷房室内機の温度差と暖房室内機の温度差が所定温度差未満であれば室外熱交換器の切り替えを行わない。

【0028】これによって、通常は負荷にあった運転が選択され、負荷不足を生じることがなく、冷房負荷と暖房負荷が比較的近い場合、吸い込み空気温度と設定温度との温度差の大きい方の運転モードが優先され、要求されている室内機的能力を確保することができる。

【0029】また、上記において、設定する最小放熱量 (Q_{rmin}) を室内冷房負荷の合計量 (Q_c) の20%とし、同じく最小吸熱量 (Q_{emin}) を室内暖房負荷の合計量 (Q_h) 20%として、つまり、負荷の差が20%以内であれば、冷房主体の運転と暖房主体の運転を切り替えないとすると、80%以上の冷房または暖房能力を確保できる。そこで、この値が切り替え回数を減らすこと、さらに切り替えない条件での能力を確保することを両立させるうえで実用的である。

【0030】また、凝縮器となる室外熱交換器に接続された四方弁に少なくとも小量の冷媒を常に流す手段として、室外熱交換器および室外膨張弁と並列に、細径管、小形熱交換器、逆止弁を直列に接続したものを接続したことが用いられ、冷房主体時、常に小流量の冷媒が四方弁に流れるので四方弁が液で埋まる恐れはなくなり、室外熱交換器の切り替え時に動作不良になることがない。

【0031】流量調整弁を備えた液戻し配管をレシーバと液配管との間に接続したので、冷房主体時、暖房能力を上げるまたは、冷房能力を下げるために、室外熱交換器を流れる冷媒流量を小さくして行った場合でも、レシーバには常に流れが生じ、レシーバに冷媒が滞ることがなくなり、冷凍サイクル内を循環する冷媒が不足して運転不良を生じることがなくなる。

【0032】細径管と電磁弁とを並列に備え、圧縮機の吐出側と室外膨張弁とレシーバとの間に接続されたバイパス配管に設けたので、レシーバへ流れる吐出ガス流量を変化させ、レシーバの圧力を変化させることができるので、冷房主体時、暖房室内ユニットに冷媒が流れにくくなり、暖房能力不足となることがない。

【0033】

【実施例】以下、本発明の各実施例を図1ないし図11を参照して説明する。

【実施例 1-1】まず、第一の発明の実施例を図1ないし図6を用いて説明する。図1は、多室空気調和機の接続を示す冷凍サイクル構成図、図2は、図1の冷凍サイクルの冷房主体の運転を示す動作説明図、図3は、図1の冷凍サイクルの暖房主体の運転を示す動作説明図、図4は、図2の冷房主体の運転時の室内ユニットの冷房能力および暖房能力を示す特性図、図5は、図3の暖房主体の運転時の室内ユニットの暖房能力および冷房能力を示す特性図、図6は、室外熱交換器の切り替え判定方法を示す特性図である。

【0034】図1は冷凍サイクルの構成を示し、その接続状況を説明する。室外ユニット1は、容量制御が可能な圧縮機81、四方弁61a、61b、室外熱交換器11a、11b、流量調整が可能な室外膨張弁21a、21b、1、レシーバ101、アキュムレータ91が順次接続され、その他、室外ファン3、逆止弁71及び流量調整弁141を備えた液もどし配管151が設けられる。室内ユニット2、3、4には、それぞれ室内熱交換器12、13、14、流量調整が可能な室内膨張弁22、23、24が接続され、室内ファン32、33、34が設けられる。

【0035】室外ユニット1の圧縮機81の吐出管は分岐され、それぞれ四方弁61a、61bの吐出ポートに結合されている。四方弁61a、61bの吸入ポートにそれぞれ分岐されて結合されている吸入配管は、集約されてアキュムレータ91を介して圧縮機81の吸入側に結合されている。吸入配管の集約された部分とアキュムレータ91とを接続する配管には、連絡管131が接続されている。四方弁61aのCポート、室外熱交換器11a、室外膨張弁21aはそれぞれ直列に配管で結合されている。また、四方弁61bのCポート、室

外熱交換器11b、室外膨張弁21bも同様に直列に結合され、室外膨張弁21a、21bの他端から出た配管は合流されて、レシーバ101に入っている。室外膨張弁21a、21bとレシーバ101とを接続する配管には、流量調整弁141を備えた液もどし配管151の一端が接続され、液もどし配管151の他端は、アキュムレータ91と圧縮機81とを接続する配管に接続されている。また、レシーバ101には液配管111が接続されている。四方弁61a、61bのEポートからの配管は合流されてガス配管121に接続されている。なお、四方弁61aのEポートに接続されている配管には逆止弁71が取り付けられており、四方弁61aのEポートから、四方弁61bのEポートに接続されている配管との合流部へだけに冷媒が流れるようになっている。四方弁61aは電源オフ時、吐出ポートとCポートが、また、吸入ポートとEポートが連通するようになっている。四方弁61bは電源オフ時、吐出ポートとEポートが、また、吸入ポートとCポートが連通するようになっている。

【0036】室外ユニット1から出ている液配管111、ガス配管121及び連絡管131はそれぞれ室内ユニットへ分岐されている。室内ユニットの数だけ分岐された液配管111はそれぞれ室内ユニット2、3、4内の室内膨張弁12、13、14に接続されている。室内ユニットの数に分岐されたガス配管121は開閉弁42、43、44に接続されている。室内ユニットの数に分岐された連絡管131は開閉弁52、53、54に接続されている。それぞれの室内熱交換器12、13、14の一端は室内膨張弁22、23、24と結合されている。室内熱交換器12、13、14の他端の配管は室内ユニット2、3、4を出た後、それぞれ分岐され、一方はそれぞれ開閉弁42、43、44に接続され、他方は開閉弁52、53、54に接続されている。

【0037】次に、冷房主体の運転時の動作を図2、暖房主体の運転時の動作を図3で説明する。図2は室内ユニット2、3を冷房運転し、室内ユニット4を暖房運転する場合で、冷房能力が暖房能力より大きい冷房主体の運転を示す動作説明図である。まず、四方弁61a、61bの電源をオフし、開閉弁42、43を閉、開閉弁44を開、開閉弁52、53を開、開閉弁54を閉にする。室内膨張弁22、23は開度調整して膨張弁として作動させる。室内膨張弁24は室内ユニット4の吹き出し吸い込み空気温度差が所定値になるように制御される。室外ファン31は室外空気温度によって所定の回転数で運転される。室外膨張弁21aは吐出圧力が所定値になるように弁開度が調整される。室外膨張弁21bは全閉にする。

【0038】圧縮機81から吐出された高圧ガス冷媒は、四方弁61aを通して室外熱交換器11aに、また四方弁61bを通してガス配管121に分流される。室外熱交換器11aへ入った冷媒は室外空気と熱交換され、液冷媒となって室外膨張弁21aを通してレシーバ101へ入る。このとき、一部の液冷媒は液もどし配管151及び流量調整弁141を通して圧縮機へもどされ、吐出ガス冷媒温度の制御に使われる。レシーバ101内の液冷媒は液配管111を通して室内ユニット側へながれる。ガス配管121の高圧ガス冷媒は開閉弁44を通して室内ユニット4の室内熱交換器14へ入り、室内空気と熱交換され液冷媒となる。このときその室内は暖房される。室内熱交換器14内の液冷媒は室内膨張弁24を通して、前述の液配管111の液冷媒と合流し、室内ユニット2、3へ入り、室内膨張弁22、23で減圧されて室内熱交換器12、13へ入り、室内空気と熱交換されて、それぞれの室内が冷房される。室内熱交換器12、13をそれぞれ出た冷媒が所定過熱度となるように、それぞれ室内膨張弁22、23の開度が調整される。室内熱交換器12、13を出た冷媒は開閉弁52、53を通った後、連絡管131を通してアキュムレータ91へ入り、圧縮機81に吸入される。圧縮機81は吸入圧力が所定値になるように容量制御される。

【0039】図3は室内ユニット2を冷房運転し、室内ユニット3、4を暖房運転する場合で、暖房能力が冷房能力より大きい暖房主体の運転を示す動作説明図である。まず、四方弁61a、61bの電源をオフし、開閉弁42を閉、開閉弁43、44を開、開閉弁52を開、開閉弁53、54を閉にする。室内膨張弁22は開度調整して膨張弁として作動させる。室内膨張弁23、24は室内ユニット3、4のそれぞれの吹き出し吸い込み空気温度差が所定値になるように制御される。室外ファン31は室外空気温度によって所定の回転数で

運転される。室外膨張弁21aは最低開度になっている。室外膨張弁21bは圧縮機の吐出ガス冷媒温度が所定値になるように制御される。圧縮機81から吐出された高圧ガス冷媒の大部分は、四方弁61bを通過してガス配管121に流れ、一部の少量の冷媒が四方弁61aを通過して室外熱交換器11aに入る。室外熱交換器11aへ入った冷媒は室外空気と熱交換され、液冷媒となって室外膨張弁21aを通過する。

【0040】ガス配管121の高圧ガス冷媒は開閉弁43, 44を通過して室内ユニット3, 4の室内熱交換器13, 14へ入り、室内空気と熱交換され液冷媒となる。このときそれぞれの室内は暖房される。室内熱交換器13, 14内の液冷媒は室内膨張弁23, 24を通過して、一部が室内ユニット2へ入り、他は液配管111を流れて室外ユニット1へ入る。室外ユニット1へ入った液冷媒はレシーバ101に入り、気液分離され、液冷媒がレシーバ101を出て、室外熱交換器11aからの液冷媒と合流する。合流した液冷媒は室外膨張弁21bで減圧された後、室外熱交換器11bで室外空気と熱交換され蒸発する。蒸発した冷媒は室外熱交換器11bを出て四方弁61bを通過する。一方、室内ユニット2へ入った液冷媒は室内膨張弁22で減圧されて室内熱交換器12へ入り、室内空気と熱交換されて蒸発する。このとき、その室内が冷房される。

【0041】室内熱交換器12を出た冷媒が所定過熱度となるように、それぞれ室内膨張弁22の開度が調整される。室内熱交換器12を出た冷媒は開閉弁52を通過した後、連絡管131を通過して室内ユニット1へ入る。室内ユニット1へ入った冷媒は、前述の四方弁61bを通過した冷媒と合流し、アキュムレータ91へ入り、圧縮機81に吸入される。圧縮機81は吐出圧力が所定値になるように容量制御される。図2の冷房主体の運転において、冷房負荷 Q_c が減少した場合、冷房室内ユニット2, 3の室内熱交換器12, 13出口の冷媒過熱度の設定値が大きくなり、室内膨張弁22, 23が絞られる。室内膨張弁22, 23が絞られると、圧縮機81の吸入圧力が低下するので、吸入圧力を設定値に保つために、圧縮機81のモータ回転数を減少させ、その結果、冷媒流量が減少する。これによって、室内ユニット2, 3に流れる冷媒流量が減少し、室内ユニット2, 3は冷房負荷 Q_c にあった冷房能力 Q_{cs} を供給することが出来る。

【0042】上記のように圧縮機81のモータ回転数が減少し、冷媒流量が減少すると、吐出圧力が低下し、暖房能力が低下するので、これを防止するために、吐出圧力が所定値になるように室外膨張弁21aの開度を絞っている。室外膨張弁21aを全閉にすると、室外熱交換器11aだけでなく、四方弁61aの吐出側通路も液冷媒で埋まり、四方弁61aの動作不良の恐れがある。そこで、凝縮器となる室外熱交換器に接続された四方弁61aに少なくとも小流量の冷媒を常に流す手段として、例えば室外膨張弁21aに冷媒が少量流れるように、室外膨張弁21aの最低開度 $M1amin$ を設定し、最低開度 $M1amin$ 以下にしないようにしている。

【0043】図4は、冷房主体時において、横軸に室外膨張弁21aの弁開度($M1a$)をとり、縦軸に各能力として冷房能力(Q_{cs})、暖房能力(Q_{hs})、最低放熱量($Q_{rm in}$)との関係として示した特性図である。冷房主体時は、室外熱交換器11aで放熱するため、暖房能力 Q_{hs} は冷房能力 Q_{cs} より少なくなっている。室外膨張弁21aが最低開度 $M1amin$ の場合も、室外熱交換器11aに少量冷媒が流れ放熱するために、暖房能力 Q_{hs} は冷房能力 Q_{cs} より、最低放熱量 $Q_{rm in}$ だけ少ない。図3の暖房主体の運転において、暖房負荷 Q_h が減少した場合、暖房室内ユニット3, 4の吹き出し吸い込み空気温度差の設定値が小さくなり、室内膨張弁23, 24が絞られる。室内膨張弁23, 24が絞られると、圧縮機81の吐出圧力が上昇するので、吐出圧力を設定値に保つために、圧縮機81のモータ回転数を減少させ、冷媒流量が減少する。これによって、室内ユニット3, 4に流れる冷媒流量が減少し、室内ユニット3, 4は暖房負荷 Q_h にあった暖房能力 Q_{hs} を供給することが出来る。ここで、室外膨張弁21bは圧縮機81の吐出ガス冷媒温度を制御しており、全閉にすると吐出ガス冷媒温度が急上昇し圧縮機81のモータを焼損する恐れがある。そのため、室外膨張弁21bに冷媒が少量流れるように、室外膨張弁21bの最低開度 $M1bmin$ を設定し、最低開度 $M1bmin$ 以下にしないようにしている。

【0044】図5は、同様に暖房主体時において、横軸に室外膨張弁21bの弁開度($M1$

b) をとり、縦軸に各能力として暖房能力 (Q_{hs})、冷房能力 (Q_{cs})、最低吸熱量 (Q_{emin}) との関係として示した特性図である。暖房主体時は、室外熱交換器 11b で吸熱するため、冷房能力 Q_{cs} は暖房能力 Q_{hs} より少なくなっている。室外膨張弁 21b が最低開度 $M1bmin$ の場合も、室外熱交換器 11b に少量冷媒が流れ吸熱するために、冷房能力 Q_{cs} は暖房能力 Q_{hs} より、最低吸熱量 Q_{emin} だけ少ない。以上説明したように、冷房負荷 Q_c と暖房負荷 Q_h が近づいたとき、冷房主体で運転すると暖房能力 Q_{hs} が不足し、暖房主体で運転すると冷房能力 Q_{cs} が不足することになる。

【0045】図6は冷房主体と暖房主体の切り替え方法、すなわち、室外熱交換器を凝縮器で使うか蒸発器で使うかの判定方法を示す特性図である。まず、検出する手段により、室内暖房負荷の合計量 $Q_h = \Sigma$ (暖房室内ユニット容量 $\times \Delta T_h$) と、室内冷房負荷の合計量 $Q_c = \Sigma$ (冷房室内ユニット容量 $\times \Delta T_c$) とを検出する。つぎに、設定する手段により、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量 (Q_{rmin} = 室外熱交換器 21a の最小放熱量) の値を検出された室内冷房負荷の合計量 (Q_c) に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量 (Q_{emin} = 室外熱交換器 21b の最小吸熱量) の値を、同様に検出された室内暖房負荷の合計量 (Q_h) に対して予め設定した比率で定める。

【0046】冷房負荷 Q_c と暖房負荷 Q_h との差 ($Q_c - Q_h$) が最小放熱量 Q_{rmin} 以上であれば制御手段によって、室外熱交換器を凝縮器として機能させ冷房主体で運転する。

($Q_c - Q_h$) が最小吸熱量の負値 $-Q_{emin}$ 以下であれば制御手段によって、室外熱交換器を蒸発器として機能させ暖房主体で運転する。($Q_c - Q_h$) が最小吸熱量の負値 $-Q_{emin}$ より大きく、かつ、最小放熱量 Q_{rmin} 未満であれば室外熱交換器を切り替えない。

【0047】なお、運転開始時は、($Q_c - Q_h$) が所定熱量 Q_s 以上であれば室外熱交換器を凝縮器にして冷房主体とし、($Q_c - Q_h$) が所定熱量 Q_s 未満であれば室外熱交換器を蒸発器にして暖房主体とする。ここで、冷房負荷 Q_c は、冷房室内ユニット容量とそのユニットの吸い込み空気温度と設定温度との差 ΔT_c の積の合計値である。暖房負荷 Q_h は、暖房室内ユニット容量とそのユニットの設定温度と吸い込み空気温度との差 ΔT_h の積の合計値である。また、本実施例では最小放熱量 Q_{rmin} は冷房負荷 Q_c の10から30%、望ましくは20%とし、同様に最小吸熱量 Q_{emin} は暖房負荷 Q_h の10から30%、望ましくは20%とし、この値が室外熱交換器の切り替え頻度を減少させ、80%以上の冷房または暖房能力を確保することを両立できるので、各室温を制御するうえでも実用的である。

【0048】〔実施例 1-2〕次に、第二の発明の実施例を図7を参照して説明する。図7は、第二の実施例の室外熱交換器の切り替え判定方法を示す特性図である。図7において、 ΔT_1 、 ΔT_2 は、予め設定される所定温度差。 ΔT_{cm} は、冷房室内ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との差 ΔT_c の最大値。($\Delta T_{cm} = \max \{ \Delta T_c \}$)

ΔT_{hm} は、暖房室内ユニットの設定温度と吸い込み空気温度との差 ΔT_h の最大値。($\Delta T_{hm} = \max \{ \Delta T_h \}$)

をそれぞれ示している。

【0049】図7の実施例は図6の実施例の冷房負荷 Q_c と暖房負荷 Q_h との差 ($Q_c - Q_h$) の代わりに、検出する手段によって、冷房ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との差 ΔT_c の最も大きな冷房室内ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との温度差 ΔT_{cm} と、暖房室内ユニットの設定温度と吸い込み空気温度との温度差 ΔT_h の最も大きな暖房室内ユニットの設定温度と吸い込み空気温度との温度差 ΔT_{hm} とを検出し、設定する手段によって、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値を予め設定する。

【0050】つぎに、差 ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) を、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 と比較し、制御手段によって、室外熱交換器の切り替えを行う。つまり ($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) $\geq \Delta T_2$ であれば室外熱交換器を制御手段によって凝縮器として機能させ冷房主体で運転する。($\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}$) $\leq -\Delta T_1$ であれば室外熱交換器を制御手段によって蒸発器として機能させ暖房主体で運転する。

【0051】 $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}) > -\Delta T_1$ 、かつ、 $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}) < \Delta T_2$ であれば室外熱交換器を切り替えない。

【0052】なお、運転開始時は、 $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}) \geq 0$ のときは室外熱交換器を凝縮器にして冷房主体とし、 $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm}) < 0$ のときは室外熱交換器を蒸発器にして暖房主体とする。

【0053】上記の実施例は、吸い込み空気温度と設定温度との差の最大値を冷房と暖房で比較し、温度差の大きい方の運転モードを優先することになる。例えば、容量の小さな室内ユニットと容量の大きな室内ユニットが異なる運転モードで運転されている場合で、容量の小さな室内ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との差が容量の大きな室内ユニットの温度差より大きい場合に、容量の小さな室内ユニットの運転モードを主体にした運転となる。

【0054】これによって、室内ユニット容量の小さな室内ユニットが外気との換気量の多い環境に設置された場合や、比較的大きな部屋に設置された場合にも、その室内ユニットの運転モードを主体にした運転となり、能力不足が生じるという問題は解決される。

【0055】〔実施例 2〕次に、本発明の他の実施例を図8ないし図11を参照して説明する。図8は、多室空気調和機の接続を示す冷凍サイクル構成図、図9は、図8の冷凍サイクルの冷房主体の運転を示す動作説明図、図10は、図8の冷凍サイクルの暖房主体の運転を示す動作説明図、図11は、第三の実施例の室外熱交換器の切り替え判定方法を示す特性図である。図8は冷凍サイクルの構成およびその接続状況を示すもので、図1と異なる点は、四方弁61aと室外熱交換器11aとの間の配管を分岐し、分岐した配管に細径管191、小形熱交換器11c、逆止弁201を直列に接続し、この逆止弁201の他端を室外膨張弁21aとレシーバ101との間に連通させている点にある。

【0056】逆止弁201は小形熱交換器11cからレシーバ101へだけ流すようになっている。流量調整弁141を備えた液もどし配管151のレシーバ側の接続位置は、レシーバ101と液配管111との間になっている。また、電磁弁161aを備えたバイパス配管171aの一端が圧縮機81の吐出側に、他端がアキュムレータ91の入口側に接続されている。さらに、細径管181bおよび電磁弁161bと細径管181cおよび電磁弁161cとを並列に備えたバイパス配管171bの一端が圧縮機81の吐出側に、他端が室外膨張弁21a及び21bとレシーバ101との間に接続されている。

【0057】細径管191、小形熱交換器11c、逆止弁201を直列に接続したものを室外熱交換器11aおよび室外膨張弁21aと並列に接続したことによって、冷房主体時、すなわち室外熱交換器11a凝縮器として使っているとき、室外膨張弁21aを全閉にしても、吐出ガスは小形熱交換器11c側へ流れるので四方弁61aが液で埋まる恐れはなくなる。また、細径管191を細くすることで小形熱交換器11cへ流れる冷媒流量は減少でき、これによって、室外機での放熱量は減少する。

【0058】流量調整弁141を備えた液もどし配管151のレシーバ側の接続位置をレシーバ101と液配管111との間に変更したことによる効果を説明する。冷房主体時、図1の実施例では室外熱交換器11aを流れる冷媒流量と液もどし配管151を流れる冷媒流量とが等しくなったとき、レシーバ101の流れが止まり、レシーバ101内のガス冷媒がレシーバ壁面で熱交換されて液冷媒となり、徐々にレシーバ101に溜っていき、冷凍サイクル内を循環する冷媒が不足し運転不良を生じる。

【0059】本実施例の図8のように、液もどし配管151のレシーバ側の接続位置をレシーバ101と液配管111との間にすることによって、レシーバ101には常に流れが生じ、上記のような冷媒不足を生じることはない。また、電磁弁161aを備えたバイパス配管171aを設けたことにより、暖房過負荷運転時など圧縮機81の吐出圧力が高くなり過ぎたとき、電磁弁161aを開けることによって吐出圧力を下げることができ、高圧側の配管割れなどの事故が防止できる。さらに、細径管181bおよび電磁弁161bと細径管181cおよび電磁弁161cとを並列に備えたバイパス配管171bを設けたことにより次の効果がある。1つめは、外気低温冷房時に電磁弁161bまたは電磁弁161cを開くことにより、レシーバ101内の冷媒の乾き度が大きくなり、液冷媒が凝縮器として使用している室外熱交換器に移り、凝縮器の伝熱面積を減少させて、吐出圧力を上昇させ、圧縮機8

1の給油圧力を確保し、圧縮機81の事故を防止する。2つめは、細径管181bと細径管181cの流路抵抗を変えて、電磁弁161b、161cの開閉の組合せを変化させることによって、バイパス配管171bを通してレシーバ101へ流れる吐出ガス流量を3段階に変化させ、レシーバ101の圧力を変化させることができる。つまり、冷房主体時、室外ユニット1が室内ユニット2、3、4より上方に設置されているときに、暖房室内ユニットには液配管111側から高低差分の液ヘッドが作用し、暖房室内ユニットに冷媒が流れにくくなり、暖房能力不足が生じることがあるが、液配管111の入口圧力を変化させることができるので、高低差によって電磁弁161b、161cの開閉の組合せを変化させ、暖房室内ユニットに作用する液ヘッドを解消させることができる。

【0060】次に、冷房主体の運転時の動作を図9、暖房主体の運転時の動作を図10で説明する。図9は図2の実施例と同じ冷房主体の運転である。電磁弁161a、161cは閉じられ、電磁弁161bは開いている。他の機器の動作は図2の実施例と同じである。次に冷媒の流れを説明する。圧縮機81から吐出された高圧ガス冷媒は四方弁61aを通った後、分岐されて室外熱交換器11aと小形熱交換器11cへ流れそれぞれの熱交換器で室外空気と熱交換されて液冷媒となり合流する。また、吐出ガス冷媒の一部はバイパス配管171bを通して、レシーバ101へ入る。他の流れは図2と同様である。図10は図3の実施例と同じ暖房主体である。電磁弁161a、161b、161cは閉である。室外膨張弁21aは全閉になっている。他の機器の動作は図3の実施例と同じである。次に冷媒の流れを説明する。四方弁61aを通った吐出ガス冷媒は小形熱交換器11cへ流れ、室外空気と熱交換されて液冷媒となりレシーバ101からの液冷媒と合流して室外膨張弁21bへ流れる。他の流れは図3と同様である。

【0061】図11は冷房主体と暖房主体の切り換え方法、すなわち、室外熱交換器を凝縮器で使うか蒸発器で使うかの判定方法を示すものである。まず、検出する手段により、室内暖房負荷の合計量(Q_h)と、室内冷房負荷の合計量(Q_c)とを検出する。さらに、別の検出する手段によって、冷房ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との差 ΔT_c の最も大きな冷房室内ユニットの吸い込み空気温度と設定温度との温度差 ΔT_{cm} と、暖房室内ユニットの設定温度と吸い込み空気温度との温度差 ΔT_h の最も大きな暖房室内ユニットの設定温度と吸い込み空気温度との温度差 ΔT_{hm} とを検出する。

【0062】つぎに、設定する手段により、室外熱交換器を凝縮器として使用するときの最小放熱量(Q_{rmin})の値を検出された室内冷房負荷の合計量(Q_c)に対して予め設定した比率で、室外熱交換器を蒸発器として使用するときの最小吸熱量(Q_{emin})の値を、同様に検出された室内暖房負荷の合計量(Q_h)に対して予め設定した比率で定める。さらに、設定する手段によって最小放熱量(Q_{rmin})の値より小さく、前記最小吸熱量(Q_{emin})の値より大きい第2最小放熱量(Q_{rmin}')の値および第2最小吸熱量(Q_{emin}')の値を設定する。つまり、 $-Q_{emin} < Q_{rmin}' < Q_{rmin} - Q_{emin} < -Q_{emin}' < Q_{rmin}$ とする。さらに、設定する手段によって、所定温度差 ΔT_1 および ΔT_2 の値を予め設定する。つぎに、 $(Q_c - Q_h)$ が最小吸熱量の負値 $-Q_{emin}$ 以下または、 $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm})$ が所定温度差 $-\Delta T_1$ 以下でかつ $(Q_c - Q_h)$ が第2の放熱量 Q_{rmin}' 以下であれば室外熱交換器を切り替え、蒸発器として機能させ、暖房主体で運転する。 $(Q_c - Q_h)$ が最小放熱量 Q_{rmin} 以上または、 $(\Delta T_{cm} - \Delta T_{hm})$ が所定温度差 ΔT_2 以上でかつ $(Q_c - Q_h)$ が第2の吸熱量の負値 $-Q_{emin}'$ 以上であれば室外熱交換器を切り替え、凝縮器として機能させるように制御して冷房主体で運転する。それ以外の場合は、室外熱交換器を切り換えない。ここで、第2の吸熱量の負値 $-Q_{emin}'$ および第2の放熱量 Q_{rmin}' は最小吸熱量の負値 $-Q_{rmin}$ を越え、かつ最小放熱量 Q_{rmin} 未満としている。

【0063】なお、図8は、(イ)細径管191、小形熱交換器11c、逆止弁201を直列に接続したバイパス配管、(ロ)液戻し配管151のレシーバ位置を変えた構成、(ハ)電磁弁161b、161cを備えたバイパス配管、をすべて備えた例を示しているが、これら(イ)、(ロ)、(ハ)の各要素をそれぞれ単独に備えた多室空気調和機でもそれぞれ相応の作用効果が得られるものである。また、上述の各実施例では、室外ユニットは、3台の

例を説明したが、本発明は、3台に限るものではない。さらに、上述の実施例では、それぞれ2台の室外熱交換機、四方弁、室外膨張弁を備えた1台の室外ユニットの例を説明したものである。

【0064】

【発明の効果】 室外機に複数台の室内機を接続した多室空気調和機において、以下の効果が得られる。

【0065】 (1) 室内ユニットの数が増加しても室外ユニットを変えることなく対応できる。

【0066】 (2) 冷暖房同時運転のとき圧縮機の冷媒供給量を低減できる。

【0067】 (3) 少なくとも1台の室内機を冷房運転し、他の少なくとも1台の室内機を暖房運転する場合に、室外熱交換器を凝縮器または蒸発器に切り替える頻度を減少させることができる。

【0068】 (4) 上記と共に室外熱交換器の切り替え動作を円滑に行なうことができる。

【0069】 以上によって、信頼性が高まり、かつ冷凍サイクルを安定にして、室内機能力の不足を生じないようにすることができる。

【0070】 以上詳細に説明したように、本発明によれば、従来技術の問題点を解決し、室内ユニットの数が増加しても室外ユニットを変えることなく対応でき、冷暖房同時運転のとき圧縮機の冷媒供給量を低減でき、かつ冷暖同時運転時に冷房暖房運転の能力を切り替える場合において、切り替え頻度を減少させるとともに、室外熱交換器の切り替え動作を円滑に行ない、信頼性を高め、かつ冷凍サイクルを安定にして、室内機能力の不足を生じないようにできる多室空気調和機を提供することができる。

図の説明

【図面の簡単な説明】

- 【図 1】 本発明の一実施例に係る多室空気調和機の接続を示す冷凍サイクル構成図である。
【図 2】 図 1 の冷凍サイクルの冷房主体の運転を示す動作説明図である。
【図 3】 図 1 の冷凍サイクルの暖房主体の運転を示す動作説明図である。
【図 4】 図 2 の冷房主体の運転時の室内ユニットの冷房能力および暖房能力を示す特性図である。
【図 5】 図 3 の暖房主体の運転時の室内ユニットの暖房能力および冷房能力を示す特性図である。
【図 6】 一実施例の室外熱交換器の切り替え判定方法を示す特性図である。
【図 7】 他の実施例の室外熱交換器の切り替え判定方法を示す特性図である。
【図 8】 本発明のさらに他の実施例に係る多室空気調和機の接続を示す冷凍サイクル構成図である。
【図 9】 図 8 の冷凍サイクルの冷房主体の運転を示す動作説明図である。
【図 10】 図 8 の冷凍サイクルの暖房主体の運転を示す動作説明図である。
【図 11】 本発明のさらに他の実施例の室外熱交換器の切り替え判定方法を示す特性図である。

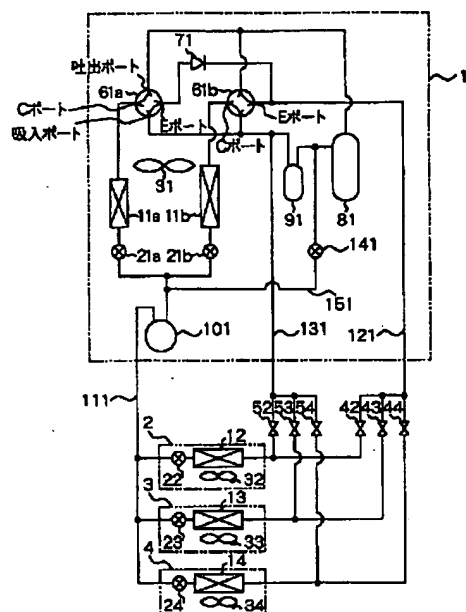
【符号の説明】

1…室外ユニット、2, 3, 4…室内ユニット、11a, 11b…室外熱交換器、11c…小形熱交換器、12, 13, 14…室内熱交換器、21a, 21b…室外膨張弁、22, 23, 24…室内膨張弁、42, 43, 44, 52, 53, 54, 161a, 161b, 161c…電磁弁、61a, 61b…四方弁、71a, 201…逆止弁、81…圧縮機、91…アキュムレータ、101…レシーバ、111…液配管、121…ガス配管、131…連絡管、141…流量制御弁、151…液もどし配管、171a, 171b…バイパス配管、181b, 181c, 191…細径管。

図面

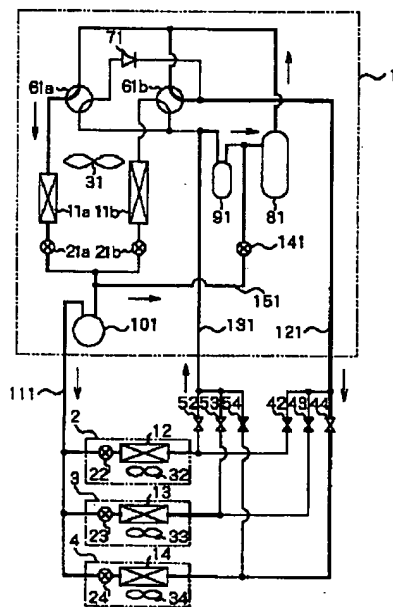
【図 1】

図 1



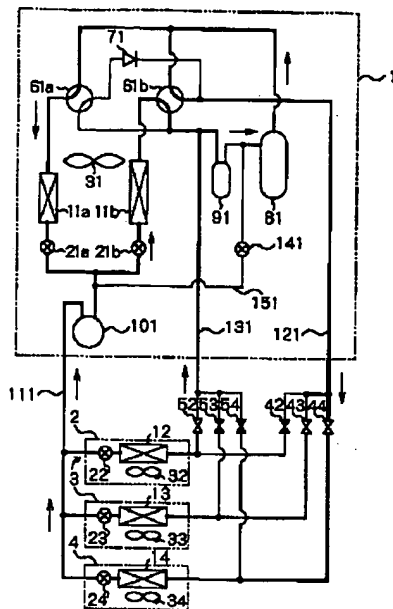
【図 2】

図 2



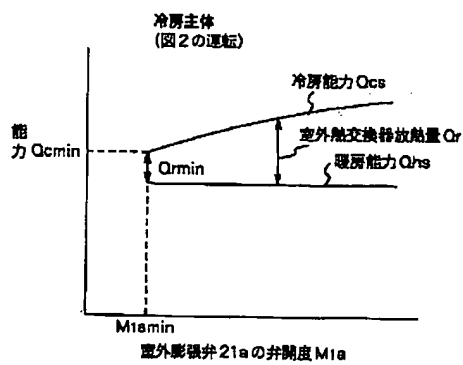
【図 3】

図 3



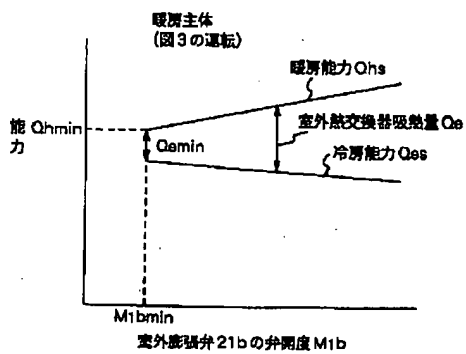
【図 4】

図 4



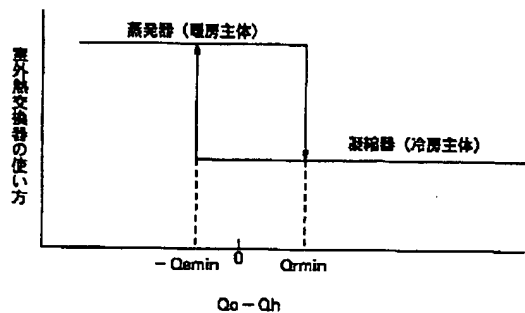
【図 5】

図 5



【図 6】

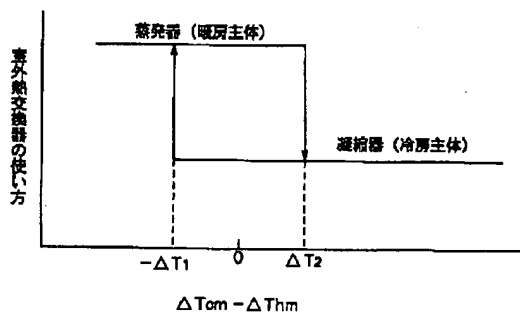
図 6



Q_c : 冷房負荷 [$Q_c = \sum (\text{冷房室内ユニット容量} \times \Delta T_c)$]
 Q_h : 暖房負荷 [$Q_h = \sum (\text{暖房室内ユニット容量} \times \Delta T_h)$]
 ΔT_c : 冷房室内ユニットの吸込み空気温度と設定温度との差
 ΔT_h : 暖房室内ユニットの設定温度と吸込み空気温度との差
 Q_{rmin} : 室外熱交換器 21a の最小放熱量 [$Q_{rmin} = 0.2Q_c$]
 Q_{amin} : 室外熱交換器 21b の最小吸熱量 [$Q_{amin} = 0.2Q_h$]

【図 7】

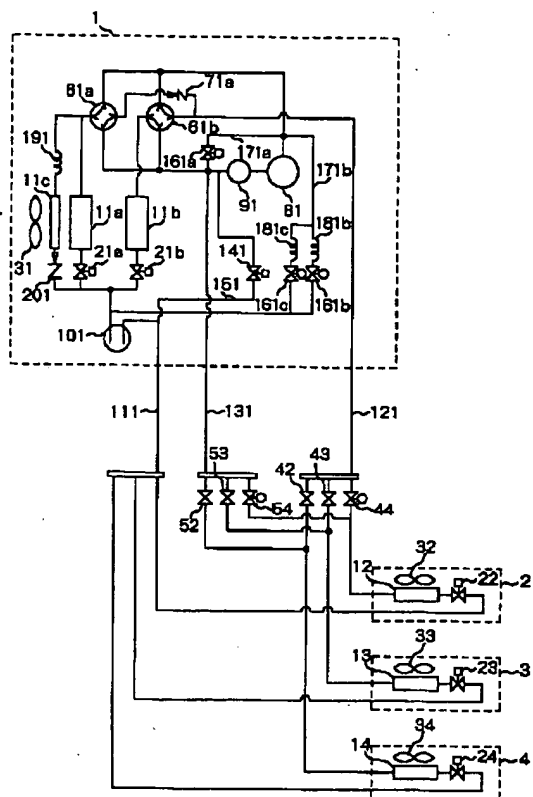
図 7



ΔT_{cm} : 冷房室内ユニットの吸込み空気温度と設定温度との差 ΔT_c の最大値 [$\Delta T_{cm} = \max \{ \Delta T_c \}$]
 ΔT_{hm} : 暖房室内ユニットの設定温度と吸込み空気温度との差 ΔT_h の最大値 [$\Delta T_{hm} = \max \{ \Delta T_h \}$]
 $\Delta T_1, \Delta T_2$: 所定温度差

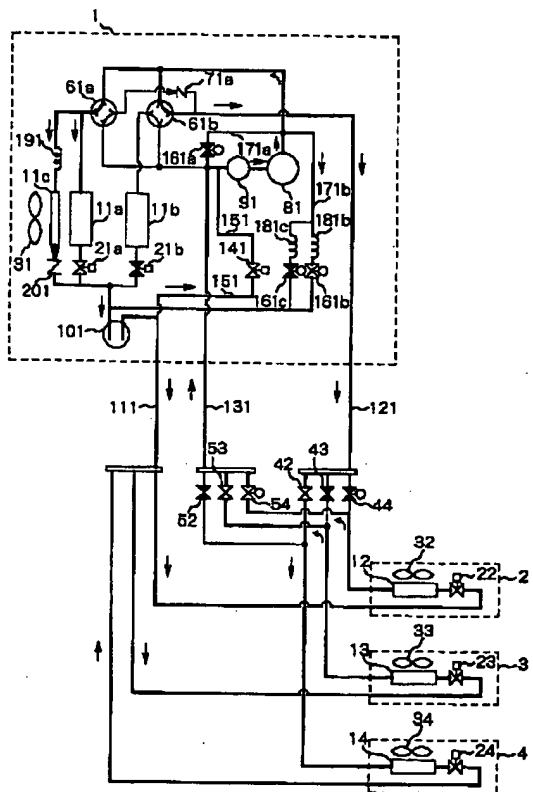
【図 8】

8



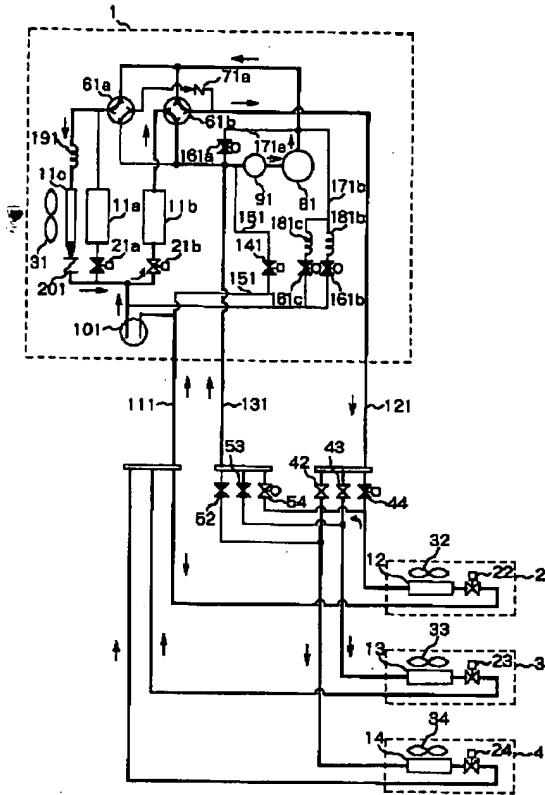
【图9】

圖 9



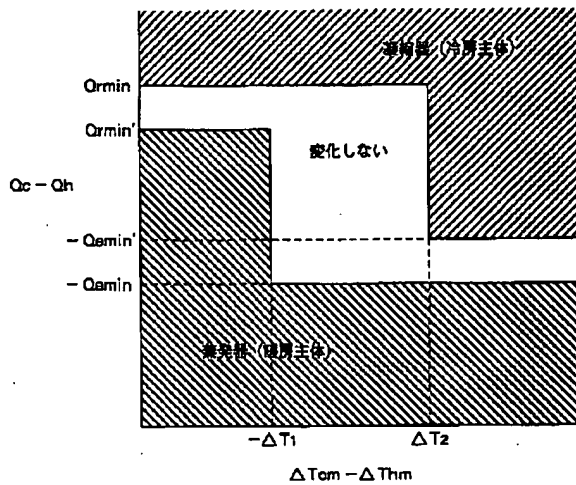
【図 10】

図 10



【図 11】

図 11



$$-Q_{emin} < Q_{emin}' < Q_{emin}$$

$$-Q_{emin} < -Q_{emin}' < Q_{emin}$$